

## ⑫ 実用新案公報(Y2)

平1-25238

⑬ Int. Cl.<sup>4</sup>

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公告 平成1年(1989)7月28日

F 24 H 1/10

F-8716-3L

(全4頁)

⑮ 考案の名称 熱交換器

⑯ 実 願 昭57-55178

⑰ 公 開 昭58-158247

⑱ 出 願 昭57(1982)4月15日

⑲ 昭58(1983)10月21日

⑲ 考 案 者 古 閑 良 一 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内  
 ⑲ 考 案 者 高 橋 豊 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式会社内  
 ⑲ 出 願 人 松下電器産業株式会社 大阪府門真市大字門真1006番地  
 ⑲ 代 理 人 弁理士 栗野 重孝 外1名  
 審 査 官 杉 谷 嘉 昭  
 ⑲ 参 考 文 献 特開 昭54-86533 (JP, A) 実開 昭49-123657 (JP, U)  
 実開 昭55-81332 (JP, U) 実公 昭17-3477 (JP, Y1)

1

## ⑳ 実用新案登録請求の範囲

(1) ほぼ同軸に形成された外筒の外筒内面および内筒の内筒外面よりなる環状流路と、この内筒外面にセラミック発熱素子で形成された伝熱面と、前記環状流路と連通する流入口と流出口とを有し、さらに前記外筒内面あるいは前記内筒外面の少くとも一方に、ラセン状の攪乱手段を前記環状流路に対して十分に間隙が構成される様に設け、この攪乱手段のピッチが下流側に至るほど小さくなる熱交換器。

(2) 外筒内面は下流側に至るほどその内径を小さくする実用新案登録請求の範囲第1項記載の熱交換器。

## 考案の詳細な説明

本考案は伝熱面が環状流路に設けられた熱交換器に関するもので、特に伝熱面がセラミック発熱素子により構成されているものである。

従来の伝熱面が環状流路よりなる熱交換器、例えば電気式瞬間渦沸器の熱交換器として用いるものでは、利用できる水道の元圧が限られているため、環状流路の幅を比較的広くとって水の流通抵抗を低減していた。この種の熱交換器では熱伝達率が低く、伝熱面温度の上昇によるスケールの付着を防止するために広い伝熱面積が必要であり、熱交換器が大型化するという問題があった。

さらに最近実用化されたセラミック発熱素子を

2

用いた場合、この素子が伝熱面と発熱部とを近接して(例えば0.4mm)設けることができるということより、即熱性が優れかつ発熱密度が高くといえるという特徴を有する半面、スケールの付着には敏感で、スケールの付着によるセラミック発熱素子の破壊を防止するためにスケールの付着を高いレベルで防止することが必要であった。

一般にスケールの付着を防止するためには、伝熱面温度を下げるのが有効であり、このためには熱伝達率を高めること、伝熱面積を広くすることが考えられる。従来の単に環状流路のみによる熱交換器では、熱伝達率を高めるために環状流路の幅を極限にまで狭くする必要があり、これにより流路抵抗が高くなるのみならず、高い寸法精度が要求されて実用的ではなかった。

これらの欠点を克服するために、環状流路にラセン状の攪乱手段を挿入して、環状流の乱流化、旋回流の生成による熱伝達率の向上が図られた。この形式の熱交換器は従来の単に環状流のみの熱交換器と比較して、低い圧力損失で高い熱伝達率が得られるが、流れ方向の熱伝達率の分布に改善すべき点があった。

伝熱面から一定の熱流束では熱伝達を行なっているとき、伝熱量 $Q$ [Kcal]は1式により表わされる。

$$Q = \alpha A_o (T_s - T_w)$$

ここで  $\alpha$  : 熱伝達率 ( $\text{Kcal}/\text{m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ )

$A_0$  : 伝熱面積 ( $\text{m}^2$ )

$T_s$  : 伝熱面温度 ( $^\circ\text{C}$ )

$T_w$  : 被加熱流体温度 ( $^\circ\text{C}$ )

熱交換器の流入口付近では、温度境界層が未発達なことなどから熱伝達率が高く、下流にいくにしたがつて低下し、一定の値に近づく。

一方被加熱流体の温度は下流側に行くにしたがつて加熱されるために高くなる。したがって1式において、下流側に行くほど  $\alpha$  が小さくなり、また  $T_w$  が高くなることから同一熱流束を伝えるためには伝熱面温度  $T_s$  が高くなる必要があることがわかる。

スケールの付着を防止するためには伝熱面の最高温度を抑える必要があるため、この最高温度をスケール生成温度以下に抑えると、伝熱面の上流側では必要以上に伝熱面温度が下がり、熱交換器としての性能（この場合は圧力損失特性）が低下する。

本考案はこのような従来の熱交換器の欠点を除去するもので、熱伝達率を高める機構を生かしつつ熱交換器の伝熱面の流れ方向（軸方向）の温度分布の均一化を図るものである。

この目的を達成するために、本考案は、環状流路にラセン状の攪乱手段を設けるとともにラセン状の攪乱手段のピッチが下流側へ行くに従い小さくなるようにしたものである。

本構成によつて熱伝達率は下流へいくに従い高くなり、流れ方向への伝熱面温度の均一化の効果を発揮し得るものである。

以下本考案の第1の実施例につき説明する。

第1図は本実施例による熱交換器を示す概略断面図である。1は外筒、2は外筒内面、3は内筒、4は内筒外面であり、外筒内面2と内筒外面4で環状流路5を構成する。

内筒3はセラミック発熱素子であり、セラミック基材6と発熱抵抗体7を保持したセラミックシート8とを一体に成形した構成となつている。したがつて内筒外面4のセラミックシート8で構成される部分が主な伝熱面9となる。

10は流入口であり、被加熱流体を導入するとともに、この導入された被加熱流体を環状流路5に供給する。11は流出口であり、環状流路5と内筒内面12より流出する被加熱流体を導出す

る。13aは外筒内面2に略一体に設けたラセン状の攪乱手段であり、下流側に行くに従つてピッチが小さくなつており、本実施例においてはラセン状線体（例えばコイルスプリング）を外筒12内面に沿わして挿入している。

以下、上記構成に利用したラセン状攪乱手段のピッチ幅と熱伝達率の関係を説明する。すなわち、ラセン状の攪乱手段による熱伝達率が最も向上する条件は、ラセン状の攪乱手段により誘起される旋回流とラセン状の攪乱手段の回転軸方向に通過する並行流とが衝突し伝熱面上の乱れが最大となる場合である。ラセン状の攪乱手段のピッチ幅が狭すぎると並行流が弱くなり、またピッチ幅が広すぎると旋回流が弱くなつて熱伝達率は低下する。したがつて、ピッチ幅には最適値が存在する。またラセン状の攪乱手段による圧力損失はピッチ幅が狭いほど高くなるため、熱伝達率を局所的に変化させる場合には、流路の上流側を最高効率となるピッチ幅（最適値）よりも幅広く設定し、それから下流側に至るにつれ最適値へなるようピッチ幅を狭めていくのが効率的である。

上記実施例は、この方法を採用したものであり、伝熱面9の下流側に行くほど熱伝達率が高くなつていく。したがつて、伝熱面9の平均熱伝達率をそれほど高めなくても、伝熱面最高温度を抑えることができる。これを第2図を用いて説明する。第2図において横軸は伝熱面の上流側の起点を0とし下流側にその距離をとつていく。縦軸は、伝熱面温度 ( $T_{s0}$  ; 等ピッチのもの、 $T_{s1}$  ; 本実施例)、被加熱流体平均温度 ( $T_w$ )、熱伝達率 ( $\alpha_0$  ; 等ピッチのもの、 $\alpha_1$  ; 本実施例) である。

第2図に示したモデルは伝熱面最高温度を100 $^\circ\text{C}$ に抑える場合であり、等ピッチのものについては、熱伝達率が下流にいくに従い低下すること、および被加熱流体の平均温度が下流にいくに従い上昇することにより、伝熱面9の上流での温度をより低く抑えないと下流側で100 $^\circ\text{C}$ を越えてしまうが、本実施例では、下流側に行くに従い熱伝達率が高くなるため、伝熱面9の温度を上流側でそれほど抑える必要はなく、平均熱伝達率もより低くて良い。したがつて熱交換器の圧力損失を低減できる。

つぎに本考案の第2の実施例につき第3図を用いて説明する。この実施例ではさきの実施例と比

5

6

較してラセン状の攪乱手段 13 b が内筒外面 4 上にあるという点のみが異なるものである。

さらに、本考案の第 3 の実施例につき第 4 図で説明する。この実施例では、第 3 の実施例において示されたラセン状の攪乱手段 13 b を内筒外面 4 に一体に成形あるいは溶接等の手段で熱的に結合した点のみが第 2 の実施例と異なるものである。この実施例においては、ラセン状の攪乱手段 13 c が内筒外面と熱的に結合しているため、先に述べた効果のほかに、ラセン状の攪乱手段 13 c が放熱フィンとして作用し熱交換器としての性能を高める上で効果がある。

つぎに本考案の第 4 の実施例について第 5 図で説明する。この実施例は、第 2 の実施例において示された外筒内面 2 を小流側に至るほどその内径を小さくした点のみが異なる。この実施例においては外筒 1 a の外筒内面 2 a が下流側にいくほどその径を小さくしているため流速が下流側にいくほど速くなり、またラセン状の攪乱手段 13 b のピッチが下流側にいくほど小さくなっている効果と相まって、熱伝達率の軸方向の差を大きく設定できる。

また本考案者等は、ラセン状の攪乱手段を有する環状流路型熱交換器で、流路幅、攪乱手段の突

出高さ、ピッチについて一連の最適化実験を行ない、その結果、最適ピッチは流路幅が狭くなるほど小さくなることを見出した。この実施例はこの最適化の結果と合致するもので、軸方向の熱伝達率の分布も考慮した熱交換器として、最適形状を設計することができる。

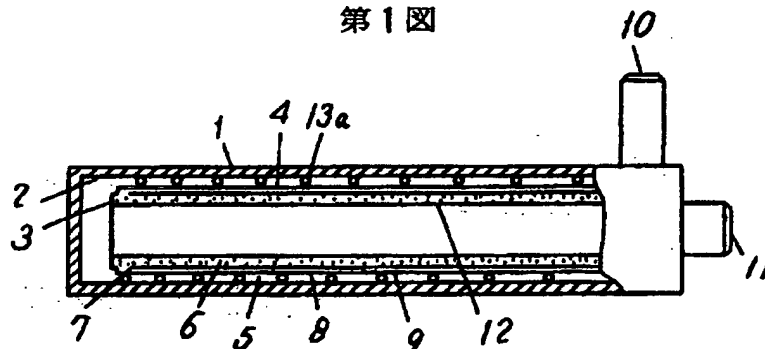
以上説明したように本考案による熱交換器は伝熱面上の最高温度を抑制するための最適設計をする上で効果があり、スケール付着に敏感なセラミック発熱素子を用いた場合に有効である。また一般の環状流路に設けた熱交換器の小型化、高効率化に有効である。

#### 図面の簡単な説明

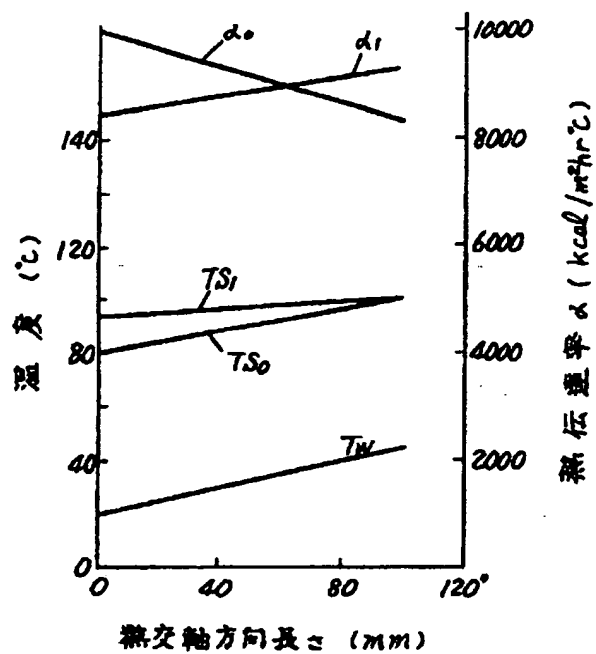
第 1 図は本考案による熱交換器の第 1 の実施例を示す概略断面図、第 2 図は第 1 の実施例の動作を示す説明図、第 3 図は本考案の第 2 の実施例を示す要部断面図、第 4 図は本考案の第 3 の実施例を示す要部断面図、第 5 図は本考案の第 4 の実施例を示す要部断面図である。

1, 1 a……外筒、2, 2 a……外筒内面、3……内筒、4……内筒外面、5……環状流路、9……伝熱面、10……流入口、11……流出口、13 a, 13 b, 13 c……ラセン状の攪乱手段。

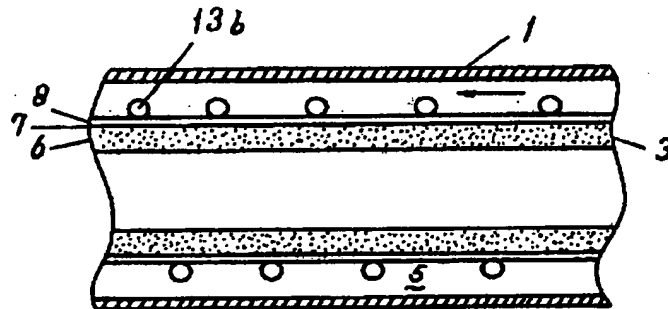
第 1 図



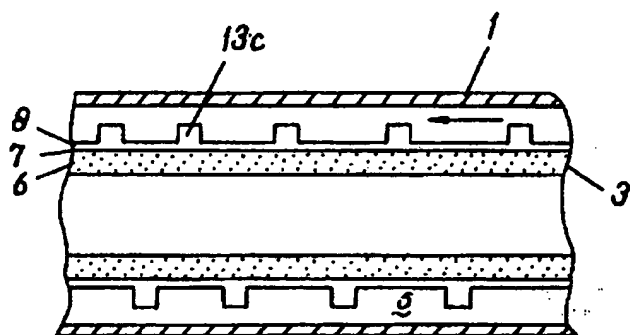
第2図



第3図



第4図



第5図

